

разование осевых растягивающих напряжений в корне сварных швов в сжимающие, достигается выполнением внутренней расточки в зоне перемычки со сварным швом и ближайших участков крепления рабочих лопаток большего размера, чем диаметр соседних перемычек.

В настоящее время ОАО "Турбоатом" переходит к вертикальной сварке роторов быстроходных турбин, что значительно улучшает качество сварных швов, поскольку исключаются знакопеременные напряжения изгиба при вращении ротора во время сварки.

Внедрение в производство и проектные разработки всех рассмотренных выше рекомендаций и мероприятий, практически исключили повреждения сварных швов, что подтверждается опытом длительной эксплуатации сварных роторов, изготовленных с учетом упомянутых мероприятий.

Литература

1. Прочность паровых турбин/ Под ред. Л.А.Шубенко-Шубина. - М., Машиностроение, 1973. - 456с. **2.** Паровая турбина К-160-130 ХТГЗ/ Под ред. С.П.Соболева. - М., Энергия, 1980. - 192с. **3.** Паровая турбина К-500-240 / Под ред. В.Н.Саввина. - М., Энергоатомиздат, 1984. - 264с. **4.** Паротурбинные установки атомных электростанций/ Под ред. Ю.Ф.Косяка. - М., Энергия, 1978. - 312с. **5.** Левченко Е.В., Гришин Н.Н., Аркадьев Б.А., Сухинин В.П. Сварные роторы турбоагрегатов (опыт создания и эксплуатации). Теплоэнергетика. 1998, №1. - с.40-43. **6.** Заявка №1396965, Великобритания. Сварной ротор. Публикация 1975г. **7.** Заявка №1396966, Великобритания. Составные части сварного ротора. Публикация 1975г.

Поступила в редколлегию 03.09.2001

УДК 539.3

КОМБИНИРОВАННОЕ АВТОФРЕТИРОВАНИЕ ТОЛСТОСТЕННЫХ ЦИЛИНДРОВ

Г.И.Львов, С.В.Лысенко

Национальный технический университет "ХНИ", Харьков, Украина

The autofrettage of thick-walled cylinders of a variable thickness is considered on the basis of variational statement of the contact task elastic-plastic deformation and unloading. The numerical realization is carried out by a finite element method in a package ANSYS. The model of a material takes into account kinematic hardening and ideal effect Baushinger. The optimum geometric parameters of bandage and initial free clearance are defined, at which the favorable distribution of residual stresses will be derivated and the bandage after a full unloading is removed.

Толстостенные цилиндры, работающие при высоких статических импульсных давлениях, являются распространенными элементами многих ответственных конструкций. В тех случаях, когда величина давления соизмерима с пределом прочности материала, повышение несущей способности может быть достигнуто специальными приемами автофретирования. В результате целенаправленного пластического деформирования внутренним давлением в цилиндрах развивается благоприятное поле остаточных напряжений.

Закономерности формирования остаточных напряжений изучены для широкого класса материалов с различным характером диаграмм деформирования [1-3].

Величина остаточных напряжений зависит от размеров области пластического деформирования и различия в характере распределения напряжений в пластическом и упругом состояниях.

Возможности автофретирования часто ограничиваются прочностью цилиндров в процессе пластического нагружения. Такое ограничение особенно существенно для цилиндров с различной толщиной стенок, так как создание неравномерного технологического давления при автофретировании связано со значительными техническими трудностями.

Для повышения эффективности автофретирования цилиндров переменной толщины целесообразно применять технологические бандажи для ограничения деформаций цилиндров в областях с меньшей толщиной стенок.

Схема комбинированного автофретирования равномерным давлением с одним ограничительным бандажом показана на рис.1.

Теоретический анализ такого процесса автофретирования сводится к решению упругопластической задачи нагружения и разгрузки с учетом контактного взаимодействия цилиндра с технологическим бандажом.

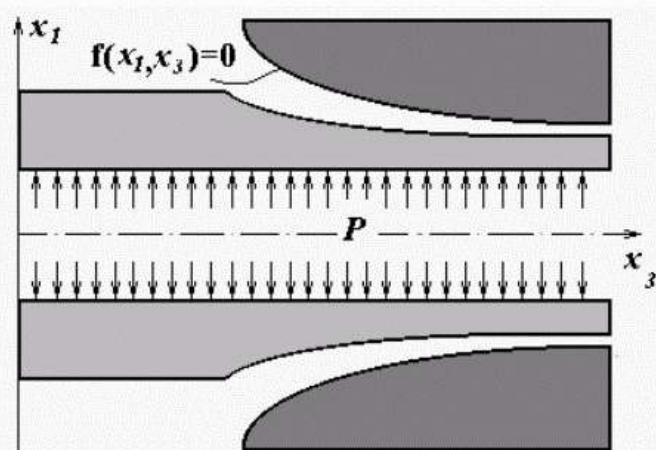


Рис. 1. Схема комбинированного автофретирования

Рассмотрим такую задачу для случая осесимметричного деформирования двух тел вращения. В процессе нагружения и разгрузки приращения напряжений деформируемых тел должны удовлетворять уравнениям равновесия.

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial x_1}(d\sigma_{11}) + \frac{\partial}{\partial x_3}(d\sigma_{31}) + \frac{d\sigma_{11} - d\sigma_{22}}{x_1} &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial x_3}(d\sigma_{33}) + \frac{\partial}{\partial x_1}(d\sigma_{31}) + \frac{1}{x_1}d\sigma_{13} &= 0\end{aligned}\quad (1)$$

Поверхность S каждого тела можно представить в виде суммы $S = S_F \cup S_K$, где S_F - часть, на которой заданы приращения внешних сил, а S_K - поверхность контакта между цилиндрами и бандажом.

Представим уравнение внешней поверхности цилиндра параметрическими уравнениями $x_1 = x_1(\alpha)$, $x_3 = x_3(\alpha)$, где α - длина дуги меридиана в исходном состоянии.

Внутренняя поверхность бандаж, с которой возможен контакт, задается неявным уравнением $f(x_1, x_3) = 0$. Кинематическое условие взаимодействия накладывает на приращения перемещений цилиндра dU_C и бандаж dU_B ограничение в виде неравенства

$$f(x_1, x_3) + \text{grad } f \cdot (U_C + dU_C) - \text{grad } f \cdot (U_B + dU_B) \leq 0. \quad (2)$$

В области контакта условие (2) выполняется со знаком равенства.

Приращения деформаций связаны с приращениями перемещений линейными соотношениями

$$\begin{aligned}d\varepsilon_{11} &= \frac{\partial}{\partial x_1}(du_1); & d\varepsilon_{22} &= \frac{1}{x_1}(du_1); \\ d\varepsilon_{33} &= \frac{\partial}{\partial x_3}(du_3); & d\varepsilon_{13} &= \frac{1}{2} \left[\frac{\partial}{\partial x_1}(du_3) + \frac{\partial}{\partial x_3}(du_1) \right]\end{aligned}\quad (3)$$

Траектории деформирования в процессах автофретирования имеют сложный характер. При разгрузке возможно появление вторичных пластических деформаций обратного знака. В условиях контактного взаимодействия процесс нагружения не будет простым даже при монотонном возрастании внешней нагрузки.

Для адекватного описания процесса развития пластических деформаций необходимо привлекать физические соотношения, отражающие направленный характер упрочнения и эффект Баушингера. В качестве физических соотношений, удовлетворяющих сформулированным условиям при одном цикле нагружения и разгрузки, выбрана теория пластического течения с трансляционным упрочнением [4,5]. Приращения пластических деформаций при активном нагружении определяются законом течения

$$d\varepsilon_{ij}^p = d\lambda \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial \sigma_{ij}}, \quad (4)$$

ассоциированного с поверхностью пластичности

$$\varphi = \frac{3}{2}(S_{ij} - \rho_{ij}) \cdot (S_{ij} - \rho_{ij}) - \sigma_T^2 = 0, \quad (5)$$

где $S_{ij} = \sigma_{ij} - \delta_{ij} \sigma_0$ - девиатор напряжений, σ_T - предел текучести в исходном состоянии. Направленность упрочнения отражается девиатором ρ_{ij} , зависящим от накопленных пластических деформаций:

$$\rho_{ij} = \int C \cdot d\varepsilon_{ij}^p, \quad (6)$$

где интеграл берется по пути нагружения. Если C – постоянная величина, то упрочнение является линейным. Полилинейный закон упрочнения соответствует дискретному набору значений $C_k(\varepsilon^p)$.

Положение поверхности пластичности определяется всей историей пластического деформирования, но упрочнение является трансляционным, что соответствует идеальному эффекту Баушингера.

Приращение пластических деформаций выражаются через приращения напряжений

$$d\varepsilon_{ij} = \frac{(S_{mn} - \rho_{mn}) \cdot d\sigma_{mn}}{3 \cdot C \cdot (S_{kl} - \rho_{kl}) \cdot (S_{kl} - \rho_{kl})} (S_{ij} - \rho_{kl}). \quad (7)$$

Если условия активного нагружения не выполняются, то приращения пластических деформаций принимаются равными нулю.

На каждом этапе процесса автофретирования определение приращений всех компонентов напряженно-деформированного состояния сводится к интегрированию краевой задачи для уравнений (1), (3), (7) с краевыми условиями и кинематическими ограничениями контактного взаимодействия (2).

Нелинейность этой задачи обусловлена тем, что в ходе решения необходимо определить границы области контакта и устанавливать характер нагружения во всем объеме цилиндра.

Для численного решения поставленной задачи методом конечных элементов она приводится к экстремальной проблеме для функционала, определенного на кинематически допустимых приращениях перемещений, удовлетворяющих неравенству (2):

$$\min J(dU_C, dU_B) = \frac{1}{2} \iiint_{V_C + V_B} d\sigma_{ij} d\varepsilon_{ij} dV - \iint_{S_F} dU_C dp dS. \quad (8)$$

Соответствие экстремальной проблемы (8) поставленной контактной задаче устанавливается методами теории вариационных неравенств [6,7].

Численное решение выполнено МКЭ в пакете ANSYS для осесимметричного автофретирования ступенчатого цилиндра с использованием банджа цилиндрической формы. Исходные геометрические параметры конструкции имели следующие значения (см. рис.2): внутренний радиус цилиндра $R_1 = 0,06$ м; внешний малый радиус цилиндра $R_2 = 0,092$ м; внешний большой радиус цилиндра $R_3 = 0,138$ м; внутренний радиус банджа $R_{b1} = 0,093$ м;

внешний радиус бандажа $R_{b2} = 0,16$ м; длина цилиндра $L = 0,525$ м; длина бандажа $L_b = 0,247$ м; начальный свободный зазор между поверхностями цилиндра и бандажа $\delta = 0,001$ м. Для построения конечно-элементной модели составной конструкции использовался осесимметричный элемент PLANE42 с четырьмя узлами и двумя степенями свободы (U_{x1}, U_{x3}) в каждом из них. Координата x_3 соответствует оси вращения, а координата x_1 связана с радиальным направлением моделируемой трубы. Для моделирования контактного взаимодействия между поверхностями цилиндра и бандажа, которые в исходном ненагруженном состоянии разделены свободным зазором δ , использовались осесимметричные трехузловые контактные элементы CONTAC48 типа “узел к поверхности”. При помощи псевдоэлементной техники образованы контактные поверхности, которые могут взаимодействовать в процессе упругопластического деформирования и разгрузки. На рис.2 представлена конечно-элементная модель, которая включает 2058 элементов PLANE42 (соответственно 1538 для цилиндра и 480 для бандажа), а также 38 контактных элементов CONTAC48 между поверхностями цилиндра и бандажа.

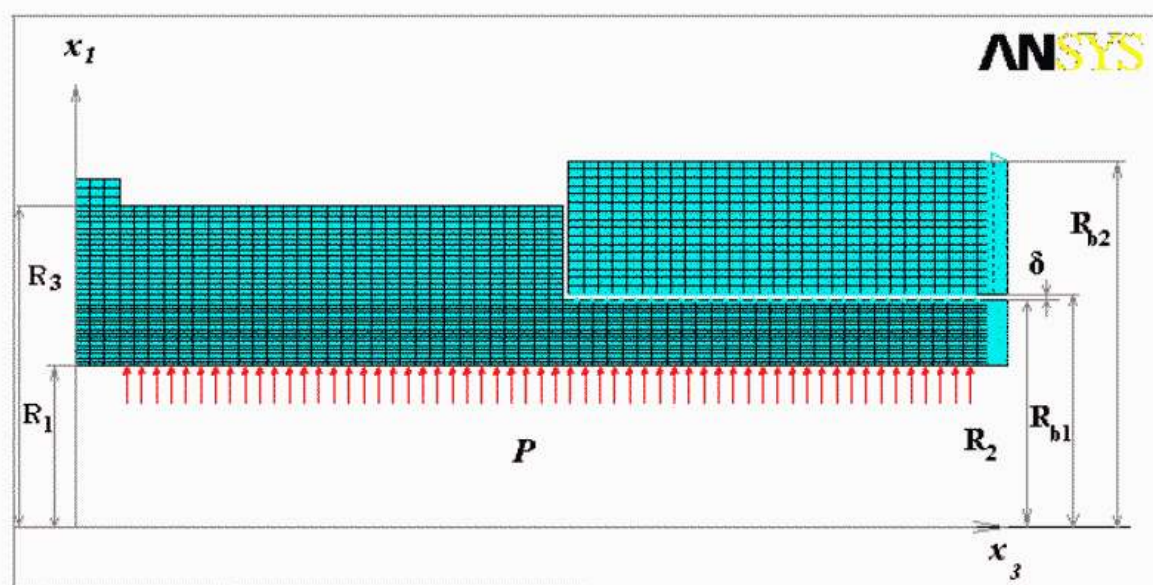


Рис.2. Конечно-элементная модель составной конструкции

Технологический процесс автофретирования производится внутренним гидравлическим давлением по всей поверхности трубы за исключением крайних кольцевых поверхностей шириной 0.025 м, где обычно монтируются пробки, несущие обтюрирующие замки. Если они соединяются между собой при помощи центрального стержня, то автофретирование осуществляется без продольного растяжения. В этом случае наиболее близко реальным условиям закрепления цилиндра соответствуют свободные края.

Для выполнения численных расчетов были приняты следующие характеристики материала цилиндра и бандажа: модуль упругости

$E = 0.21 \cdot 10^6$ МПа; коэффициент Пуассона $\nu = 0,29$; предел текучести $\sigma_T = 1200$ МПа; предел прочности $\sigma_B = 1500$ МПа. Диаграмма деформирования $\sigma(\varepsilon)$ задавалась полилинейной кривой (опция MKIN).

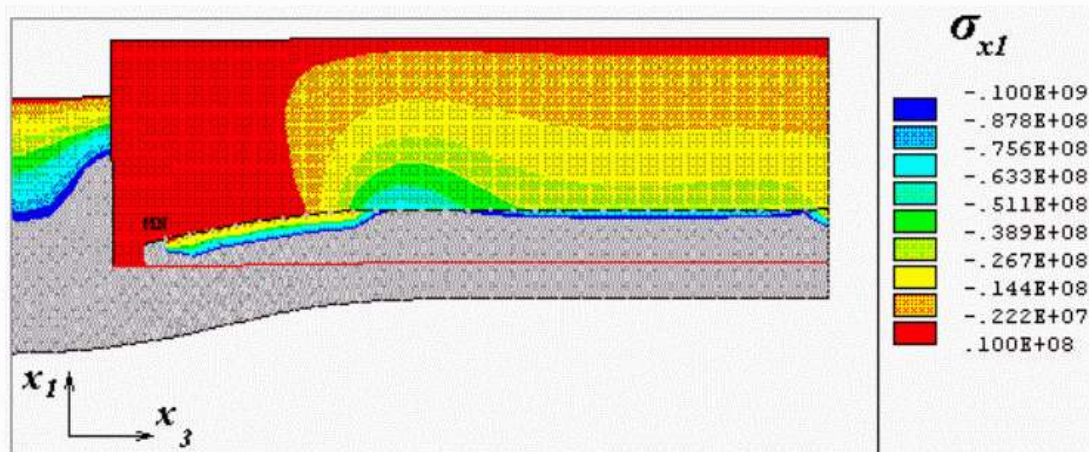


Рис.3. Распределение радиальных напряжений

Для решения физически и конструктивно нелинейной задачи применялось пошаговое нагружение цилиндрической трубы давлением автофретирования в интерактивном режиме (опция Singleframe Restart) с автоматической корректировкой подшагов нагружения. Причем, предполагалось, что на каждом подшаге нагрузка изменяется по линейному закону. Такая техника решения нелинейной задачи обеспечивает быструю сходимость метода Ньютона-Рафсона (от 3 до 10 итераций) и позволяет отразить историю нагружения.

При комбинированном автофретировании цилиндров с использованием вспомогательных бандажей одной из главных задач является определение оптимальных значений начального зазора и геометрических параметров бандажа. При большом значении зазора $\delta > 0,002$ м на участке цилиндра с меньшей толщиной ($h = 0,032$ м) развиваются опасные остаточные пластические деформации до 10 %. В этом случае бандаж не выполняет свою функцию ограничителя деформаций. Если исходный зазор слишком мал ($\delta < 0,0007$ м), то остаточные пластические деформации цилиндра препятствуют полной разгрузке в бандаже, в результате чего создается остаточный натяг. Тогда бандаж не может быть снят с цилиндра. Более того, величина начального зазора должна гарантировать освобождение поверхностей цилиндра и бандажа после разгрузки с учетом допуска на посадку $\beta = (0,022 \div 0,052)$ мм. Увеличивая внешний радиус бандажа до $R_{b2} = 0,192$ м, можно незначительно перераспределить напряжения на контактирующих поверхностях (становится больше скачок окружных напряжений) и тем самым повлиять на благоприятное соотношение остаточных радиальных перемещений на этих же поверхностях после разгрузки. Однако

численные эксперименты показали, что значительное увеличение толщины бандажа $h > 0,1$ м неэффективно. В результате многократного варьирования данных геометрических параметров установлены их рациональные значения: $\delta = 0,001$ м, $R_{b1} = 0,093$ м, $R_{b2} = 0,16$ м, при которых достигается благоприятный результат автофретирования. Ниже приведены результаты расчета технологического процесса только для рациональных значений параметров.

В интерактивном режиме расчета автофретирования зафиксированы 7 состояний нагружения конструкции от начального значения давления $P = 500$ МПа до максимального значения $P = 950$ МПа.

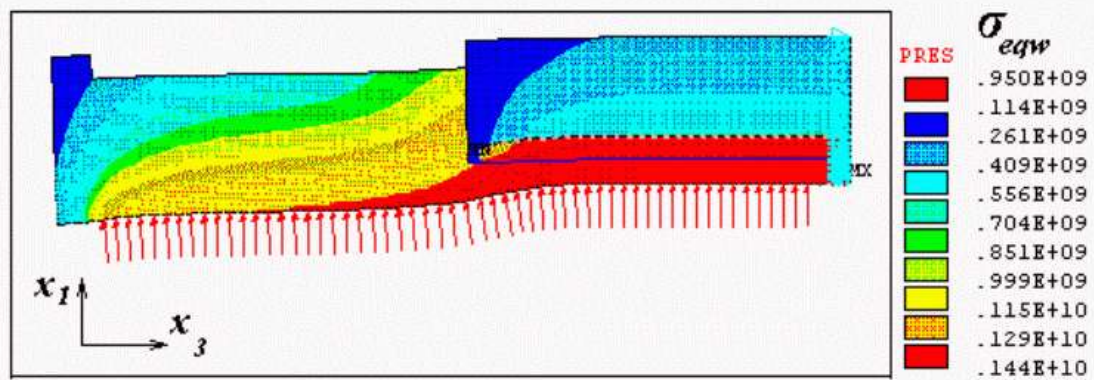


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений при $P = 950$ МПа

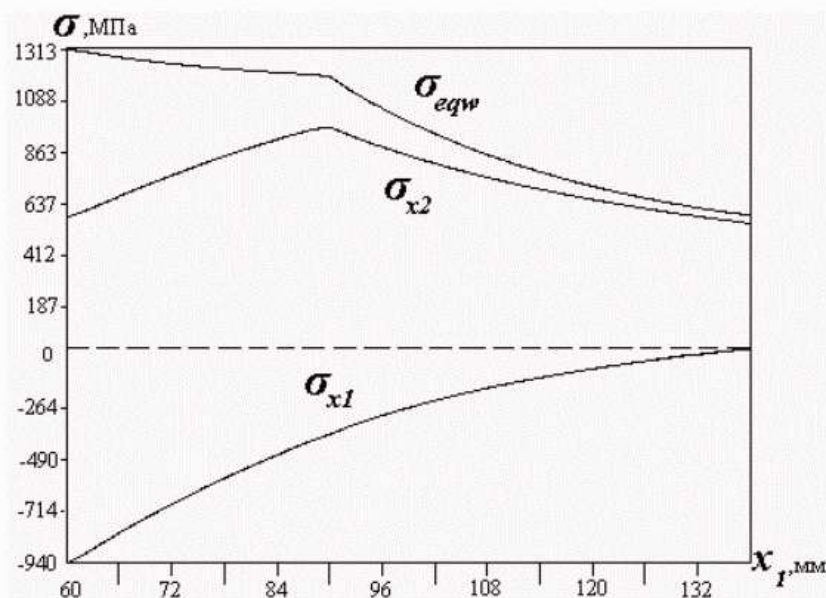


Рис.5. Распределение напряжений в 1-ом радиальном сечении

При начальной нагрузке образуются незначительные зоны пластических деформаций на втором участке цилиндра, но поверхности цилиндра и бандажа еще не контактируют. Зоны контакта возникают при нагрузке $P = 650$ МПа. На рис.3. показана зона контактного взаимодействия при давлении $P = 700$ МПа, которая охватывает 21 узел. Этот факт наглядно

иллюстрируется по характеру распределения радиальных напряжений σ_{x1} , которые через зону контакта плавно распространяются по телу бандажа.

Окончательное распределение эквивалентных напряжений по Мизесу σ_{eqw} по всей составной конструкции при максимальной нагрузке $P = 950$ МПа представлено на рис. 4. По линиям уровня напряжений, которые достигают предела текучести материала $\sigma_T = 1200$ МПа видно, что второй участок цилиндра полностью перешел в пластическое состояние, в то время как на первом участке они составляют менее 50%. Так как характер распределения напряжений на этих участках существенно отличается, то целесообразно исследовать закономерности изменения напряжений по толщине в двух специфичных радиальных сечениях: 1) $x_3 = 0,15$ м ; 2) $x_3 = 0,4$ м.

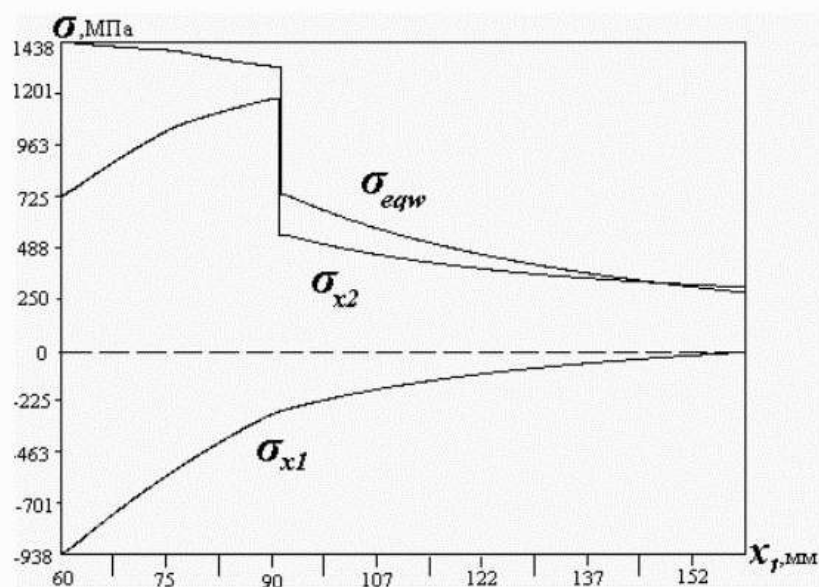


Рис.6. Распределение напряжений во 2-ом радиальном сечении

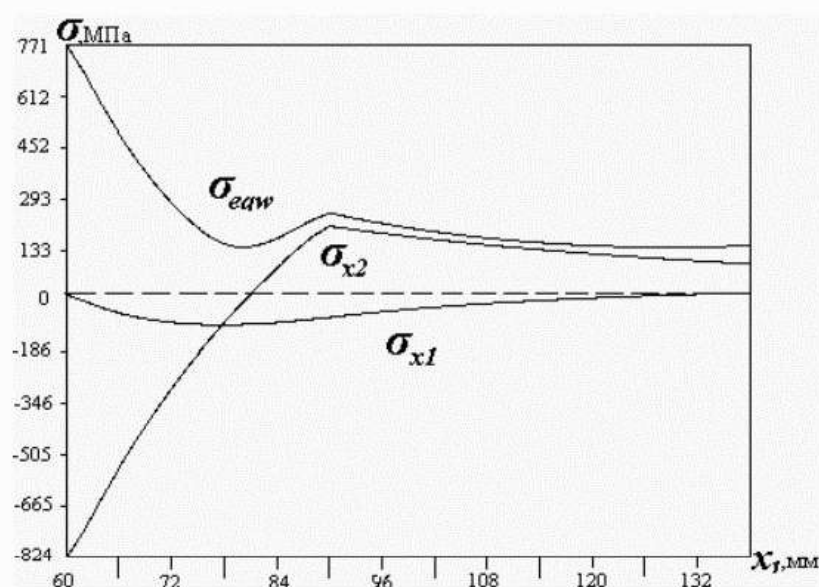


Рис.7. Распределение напряжений в 1-ом сечении при $P = 0$.

На рис. 5 приведено распределение эквивалентных σ_{eqw} , окружных σ_{x2} и радиальных σ_{x1} напряжений в первом сечении при максимальной нагрузке $P = 950$ МПа. Эти же напряжения даны во втором сечении, которое проходит через цилиндр и бандаж (рис.6). Если окружные напряжения на границе раздела тел терпят разрыв, то радиальные непрерывны по всей толщине контактирующих тел.

На последнем шаге нагрузка была полностью снята. На рис.7 приведено распределение остаточных напряжений в первом радиальном сечении. Максимальное окружное напряжение на внутренней поверхности цилиндра $\sigma_{x2} = -824,5$ МПа. Во втором сечении (рис.8) характер распределения напряжений существенно отличается, но сжимающие окружные напряжения на внутренней поверхности примерно тоже порядка, а именно $\sigma_{x2} = -642$ МПа.

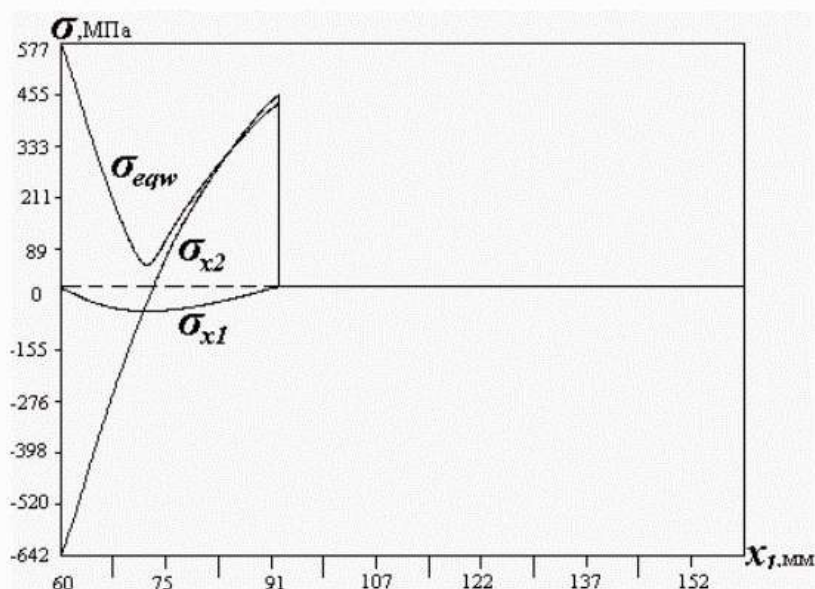


Рис. 8. Распределение напряжений во 2-ом сечении при $P = 0$.

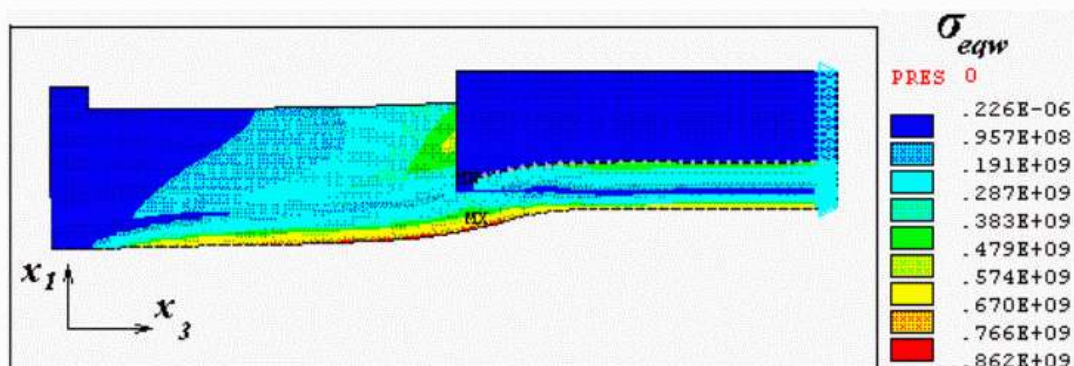


Рис. 9. Распределение эквивалентных напряжений при $P = 0$.

Распределение эквивалентных остаточных напряжений по всей конструкции показано на рис.9. Бандаж полностью разгружен, а остаточные радиальные перемещения узла внешней контактной поверхности трубы во втором сечении

меньше начального зазора: $U_{\text{кл}} = 0,938$ мм. Тогда фактический зазор после разгрузки $\delta = 0,062$ мм, что превосходит допускаемую посадку β , и бандаж можно снять с цилиндра.

Предложенный метод расчета позволяет определить рациональные параметры комбинированного автофреттирования, при которых достигаются достаточно равномерные поля остаточных напряжений на внутренней поверхности цилиндра.

Литература

1. Биргер И.А. Остаточные напряжения, М., 1963. – 230 с. 2. Perl M., Aroné R. Stress Intensity Factors for a Radially Multicracked Partially-Autofrettagged Pressurized Thick-Walled Cylinder, Trans. of the ASME, J. of Pressure Vessel Technology, 110, 1988, pp. 147 – 154. 3. Schindler H.J. Determination and Evaluation of Residual Stresses in Thick-Walled Cylinders due to Auto-Frettagage, Proc. of the 6th Int. Conf. on Residual Stresses, Oxford, U.K., July 10-12, 2000, Vol. 2, 837-844. 4. Baltov A., Sawczuk A. A rule of anisotropic hardening. – Acta mechanica, 1965, № 1, p.81-92. 5. Кадашевич Ю.И., Новожилов В.В. Теория пластичности, учитывающая остаточные микронапряжения. – Прикладная математика и механика, 1958, т. XXII, вып.1, с. 78-89. 6. Дюво Г., Лионе Ж.-Л. Неравенства в механике и физике. М.: Наука, 1980. - 382 с. 7. Львов Г.И. Вариационная постановка контактной задачи для линейно-упругих и физически нелинейных пологих оболочек. Прикладная математика и механика. М., 1982, т. 46, № 5, с. 841-846.

Поступила в редколлегию 24.09.2001

УДК 625.282:625.032.07

О ВЛИЯНИИ ХАРАКТЕРИСТИК СВЯЗЕЙ ТЕЛЕЖКИ С КУЗОВОМ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОВОЗА

В.Г. Маслиев

Национальный технический университет "ХНУ", Харьков, Украина

Методом математичного моделювання досліджено вплив характеристик зв'язків кузова тепловозу з рамою візка на ресурс бандажів. Показано доцільність довертання візку у напрямку кривої ділянки шляху, якщо вона є малого радіуса, бо це дещо знижує знос гребнів коліс.

С целью увеличения ресурса бандажей колес тепловоза, предлагается усовершенствовать систему связей кузова с тележкой, путем уменьшения или изменения знака на обратный у момента сопротивления ее повороту.